

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : **10-028058**

(43)Date of publication of application : **27.01.1998**

(51)Int.Cl.

H03M 7/30

G10L 3/00

G10L 9/18

(21)Application number : **08-179714**

(71)Applicant : **NEC CORP**

(22)Date of filing : **10.07.1996**

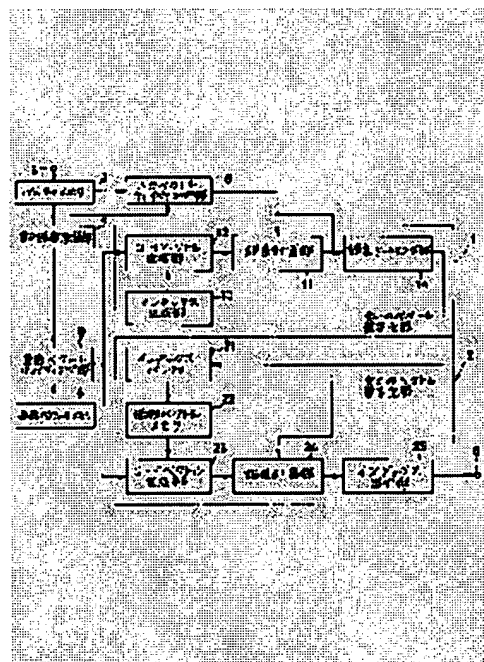
(72)Inventor : **ONO SHIGERU**

### (54) VECTOR QUANTIZER

(57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide a high-performance vector quantizer which does not require any large quantity operation.

**SOLUTION:** A first vector quantizer 1 generates output code vectors of a number which varies depending upon a preset number of bits through linear coupling with the integer coefficient of basic vectors of a predetermined number stored in a basic vector memory 4. A second vector quantizer 2 decides the coefficient of the basic vectors in accordance at least with one of the code vectors outputted from the first quantizer 1.



## ⑫ 公開特許公報(A)

昭64-28058

⑮ Int.Cl.<sup>4</sup>

B 60 T 8/58

識別記号

庁内整理番号

Z-8510-3D

⑬ 公開 昭和64年(1989)1月30日

審査請求 未請求 発明の数 1 (全12頁)

⑭ 発明の名称 車両用アンチロック制御装置

⑯ 特 願 昭62-181981

⑰ 出 願 昭62(1987)7月21日

⑱ 発 明 者 山 野 井 佳 徳 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

⑲ 発 明 者 樋 田 鉄 男 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

⑳ 出 願 人 本田技研工業株式会社 東京都港区南青山2丁目1番1号

㉑ 代 理 人 弁理士 落 合 健

## 明 細 書

## 1. 発明の名称

車両用アンチロック制御装置

## 2. 特許請求の範囲

エンジンから動力伝達系を介して駆動される車輪がブレーキの作動によりロックしそうになることを感知して信号を出力するセンサと、このセンサの出力信号に応じてブレーキの車輪に対する制動力を抑制すべく作動するモジュレータとを備えた車両用アンチロック制御装置において、センサの感度を、動力伝達系の接続状態では比較的高くし遮断状態では比較的低くするように切換える感度切換装置をセンサに接続したことを特徴とする、車両用アンチロック制御装置。

## 3. 発明の詳細な説明

## A. 発明の目的

## (1) 産業上の利用分野

本発明は、車両用アンチロック制御装置、特に、エンジンから動力伝達系を介して駆動される車輪がブレーキの作動によりロックしそうになることを感知して信号を出力するセンサと、このセンサの出力信号に応じてブレーキの車輪に対する制動力を抑制すべく作動するモジュレータとを備えたものの改良に関する。

## (2) 従来の技術

この種のアンチロック制御装置は、例えば、特開昭61-12459号公報に開示されているように、既に知られている。

## (3) 発明が解決しようとする問題点

従来のアンチロック制御装置では、動力伝達系の接続、遮断に拘らず常にセンサの感度は一定で

ある。

ところが、動力伝達系の接続時と遮断時とでは、制動中の車輪の挙動にかなりの違いが生じる。即ち、動力伝達系の接続状態で車輪に対する制動力を制御するときは、動力伝達系に連なる車輪に必然的にエンジンブレーキ効果が付加されるため、その車輪の挙動は比較的急激であり、また動力伝達系の遮断状態で同様な制御を行うときは、エンジンブレーキ効果を受けない車輪の挙動は比較的緩慢となる。

したがって、センサの感度が常に一定であると、動力伝達系の接続状態での制動時には車輪はロック傾向となり、動力伝達系の遮断状態での制動時には車輪は空転傾向となる。

本発明は、このような事情に鑑みてなされたもので、動力伝達系の接続、遮断の状態に応じて車輪の制動を的確に行い得る前記アンチロック制御

装置を提供することを目的とする。

## B. 発明の構成

### (1) 問題点を解決するための手段

上記目的を達成するために、本発明は、センサの感度を、動力伝達系の接続状態では比較的高くし遮断状態では比較的低くするように切換えるようにした感度切換装置をセンサに接続したことを特徴とする。

### (2) 作 用

上記構成によれば、動力伝達系の接続状態での制動時には、感度切換装置によりセンサの感度が高く設定されるので、モジュレータは比較的早期に作動される。

また、動力伝達系の遮断状態での制動時には、感度切換装置の切換作動によりセンサの感度が低く設定されるので、モジュレータは比較的晩期に作動される。

### (3) 実施例

以下、図面により本発明の一実施例について説明する。

先ず、第1図において、自動二輪車の車体フレーム1には、後車輪2を軸支するリヤフォーク9が上下揺動可能に枢軸3を介して連結され、後車輪2はチェーン駆動装置4を介してパワーユニット5の出力軸から駆動される。パワーユニット5は、従来普通のように、エンジン、変速機（いずれも図示せず）及びその両者間の伝動経路を断接する油圧式クラッチCを備えている。

上記クラッチCの入力ポートは、図示しない握向ハンドルに装備されるクラッチマスタシリンダMcの出力ポートにクラッチ油圧導管6を介して接続される。従って、クラッチレバーC2によりクラッチマスタシリンダMcを作動すれば、その出力油圧によりクラッチCを遮断状態にすること

ができる。

後車輪2の車軸10周りには、後車輪2のためのディスクブレーキBと、このディスクブレーキBの制動油圧を制御するアンチロック制御装置Aとが装備され、また車体フレーム1にはブレーキペダルBpにより操作されるブレーキマスタシリンダMbと、その上方位置を占める油槽Rとが取り付けられる。

油槽RおよびブレーキマスタシリンダMb間は第1補給油路L1を介して接続され、ブレーキマスタシリンダMb及びアンチロック制御装置A間には上流制動油路L2を介して接続され、アンチロック制御装置A及びディスクブレーキB間には下流制動油路L3を介して接続され、アンチロック制御装置A及び油槽R間には第2補給油路L4を介して接続される。したがって、油槽Rに貯留する作動油はブレーキマスタシリンダMb及びアンチロ

ック制御装置Aに補給され、ブレーキマスタシリングM bの出力油圧はアンチロック制御装置Aを介してディスクブレーキBに作用される。

第2図において、後車輪2のハブ8は、リヤフォーク9に両端を支持される車軸10上に左右一対のローラベアリング11, 11'を介して支承される。ハブ8の左端には前記チェン駆動装置4の被動スプロケット4aが弾性継手7を介して連結され、またその右端にはディスクブレーキBのロータ12が固着される。ディスクブレーキBのキャリパ14は、車軸10及びリヤフォーク9に支持されるブラケット13に取付られており、アンチロック制御装置Aから制動油圧を受けると作動してロータ12を挟圧し、後車輪2に制動力をかけることができる。

さらに、ハブ8の右端面に形成された凹部8aにアンチロック制御装置Aが配設される。

に嵌装される筒軸24の右端部に支承されると共に、筒軸24周りに回動しないように、図示しない回り止め手段を介してリヤフォーク9に連結される。

油圧ポンプ16は、車軸10と平行に配設されたカム軸26と、このカム軸26に形成された偏心カム26aに内端を対向させて配設されるプッシュロッド27と、このプッシュロッド27の外端に当接するポンプピストン28と、さらにこのポンプピストン28の外端に当接する作動ピストン29と、プッシュロッド27を偏心カム26aから離反させる方向に付勢する戻しばね30とより構成される。

プッシュロッド27及びポンプピストン28は、それぞれの外周に入口室31及び出口室32を形成すべく、延長部22cに形成された第1シリンダ孔33に摺合される。また第1シリンダ孔33

第3図及び第4図において、アンチロック制御装置Aは、制動時に作動する油圧ポンプ16と、この油圧ポンプ16の吐出圧を導入される制御油圧室18を有して前記両制動油路L<sub>1</sub>, L<sub>2</sub>間に介装されるモジュレータ17と、前記制御油圧室18および第2補給油路L<sub>2</sub>間の連通路に介装される常閉型の排圧弁20と、後車輪2の一定値以上の角減速度を検知して前記排圧弁20を開弁させる慣性式のセンサ21とを主たる構成要素としており、これらはケーシング22中に構成される。

ケーシング22は、カップ状の内側ケース22a及び外側ケース22bの開放端部を相互に嵌着して構成される。外側ケース22bの端壁には半径方向外方へ延びる延長部22cが一体に形成されており、その延長部22cを除いてケーシング22は、前記ハブ8の凹部8aに収容される。そして、外側ケーシング22bは、車軸10の外周

の外端部には、栓体34がポンプピストン28との間にポンプ室35を画成するように螺着され、この栓体34に油圧室36を画成するように前記作動ピストン29が摺合される。

入口室31は前記第2補給路L<sub>2</sub>を介して油路Rと連通される共に、吸入弁38を介してポンプ室35と連通され、ポンプ室35は吐出弁機能を有する一方向シール部材39を介して出口室32に連通される。また油圧室36は、ブレーキマスタシリングM bの出力ポートと常時連通するように、前記上流制動油路L<sub>1</sub>が接続される。

第5図に示すように、カム軸26は、外側ケース22bの端壁にベアリング40, 40'を介して支承される共に、後述の増速装置45を介して後車輪2より駆動されるようになっている。

再び第3図において、モジュレータ17は、減圧ピストン46と、この減圧ピストン46の一端

を受け止めてその後退限を規制する固定ピストン47と、減圧ピストン46を固定ピストン47との当接方向に付勢する戻しばね48とより構成され、両ピストン46、47は延長部22cに第1シリンダ孔33と隣接して形成された第2シリンダ孔52に摺合される。

第2シリンダ孔52において、減圧ピストン46は、第2シリンダ孔52の内端壁との間に制御油圧室18を画成すると共に固定ピストン47との間に出力油圧室55を画成し、また固定ピストン47はその外周に入力油圧室54を画成する。この入力油圧室54は油路56を介して前記油圧ポンプ16の油圧室36と連通され、出力油圧室55は、ディスクブレーキBの入力ポートと常時連通するように、前記下流制御油路しと接続され、制御油圧室18は油路57を介して前記油圧ポンプ16の出口室32と連通される。

を開閉すべく収容される弁体67と、この弁体67を閉じ側に付勢する弁ばね68とより構成される。

上記弁孔66の外端は透孔70を介して前記モジュレータ17の制御油圧室18と連通され、また弁孔66の内端に連なる弁函65の内部は油路71を介して前記油圧ポンプ16の入口室31と連通される。結局、弁函65内は油槽Rに連通することになる。

第3図ないし第5図において、センサ21は、後車輪2より増速装置45を介して回転されるフライホイール72と、このフライホイール72のオーバーラン回転を軸方向変位に変換するカム機構73と、フライホイール72の軸方向変位に応動して前記排圧弁20を作動し得る出力レバー機構74とを備えており、これらはすべてケーシング22内に配設される。

固定ピストン47は、入力油圧室54と常時連通する弁室58と、この弁室58を出力油圧室55に連通させる弁孔59とを備えており、弁室58には弁孔59を開閉し得る弁体60と、この弁体60を閉じ側に付勢する弁ばね61とが収容される。そして上記弁体60を開弁するための開弁棒62が弁孔59を貫通して配設され、この開弁棒62は、減圧ピストン46が後退限に位置するときそれに押動されて弁体60を開弁状態に保つ。

第2シリンダ孔52の外方開口部は、延長部22cに螺着される栓体63で閉鎖されており、固定ピストン47は、戻しばね48の弾発力または入、出力油圧室54、55に導入された油圧により、常に上記栓体63との当接位置に保持される。

第3図及び第4図において、排圧弁20は、外側ケース22b内側面の装着凹部64に嵌着された弁函65と、この弁函65に、その弁孔66

増速装置45は、開放端を外側ケース22bに向けてケーシング22内に配設されるカップ状の入力部材75と、この入力部材75の開放端部に形成されたリングギヤ76と、前記カム軸26の内端部に固着されてリングギヤ26に啮合する第1プラネタリーギヤ78、と、外側ケース22bの端壁に突設された支軸77にベアリング111を介して支承されてリングギヤ76に啮合する一個または複数個の第2プラネタリーギヤ78、と、第1及び第2プラネタリーギヤ78、78に同時に啮合するサンギヤ79と、このサンギヤ79と一体に形成される出力軸42とより構成される。この出力軸42は、アンギュラコンタクトベアリング41を介して前記筒軸24上に軸方向移動不能に支承される。

入力部材75は、その端壁中心部に形成されたボス75aにおいてボールベアリング123を介

して前記筒軸24上に軸方向移動不能に支承される。このボス75aは過負荷クラッチ128を介して後車輪2のハブ8に連結される。

過負荷クラッチ128は、入力部材75のボス75aの中心を囲んでその外側面に開口する数個の支持孔125(第4図にはその1個のみを示す)に摺合するクラッチピン126と、支持孔125に縮設されてクラッチピン126をボス75aの外側面から突出させるように弾発するクラッチばね127とを備えており、クラッチピン126は、その先端の半球状端部126aをハブ8の端面のテーパ状のクラッチ孔124に係合される。したがって、ハブ8及び入力部材75間に規定値以上の回転トルクが加わると、クラッチピン126はクラッチばね127のセット荷重に抗してクラッチ孔124から離脱し、過負荷の伝達を防止することができる。

る。

駆動カム板82のカム凹部82aは、駆動軸42の回転方向aに向かって底面が浅くなるように傾斜し、被動カム板83のカム凹部83aは、上記回転方向aに向かって底面が深くなるように傾斜している。したがって、駆動カム板82が被動カム板83に対して駆動側立場を取る通常の場合には、スラストボール84は両カム凹部82a、82aの最も深い部分に係合していて、駆動カム板82が駆動軸42より受ける回転トルクを被動カム板83に単に伝達し、両カム板82、83に相対回転を生じさせないが、立場が逆になり被動カム板83が駆動カム板82に対してオーバーランをすると、両カム板82、83に相対回転が生じ、スラストボール84は両カム凹部82a、83aの傾斜底面を登るように転動して両カム板82、83にスラスト力を与え、これによって被動

前記フライホイール72は、前記出力軸42を圍繞するように配設され、このフライホイール72はカム機構73及びクラッチ80を介して前記出力軸42に連結される。

第4図、第6図及び第7図において、カム機構73は、出力軸42にアンギュラコンタクトベアリング86を介して軸方向移動不能に支承される駆動カム板82と、フライホイール72に一体に形成されて駆動カム板82に対向する被動カム板83と、両カム板82、83間で環状に配列される複数のスラストボール84、84…とから構成される。

駆動及び被動カム板82、83の対向部には、クラッチ80側に向かって大径となるテーパ面f<sub>1</sub>、f<sub>2</sub>がそれぞれ形成され、これらテーパ面f<sub>1</sub>、f<sub>2</sub>に前記スラストボール84、84…に係合する複数のカム凹部82a、83aが設けられ

カム板82に、駆動カム板82から離反する方向の軸方向変位を起こさせることになる。

上記のように、駆動及び被動カム板82、83のテーパ面f<sub>1</sub>、f<sub>2</sub>に設けられたカム凹部82a、83aにスラストボール84に係合したことにより、駆動カム板82はスラストボール84を介して被動カム板83をスラスト方向及びラジアル方向に支承することができ、そしてフライホイール72を出力軸42との無接触状態に保持する。したがって、出力軸42及びフライホイール72間に潤滑を施す必要はない。

前記クラッチ80の摩擦クラッチ板87は環状をなしており、その内周縁が出力軸42に摺動自在にスプライン嵌合される。また、この摩擦クラッチ板87には、被動カム板83と反対側で駆動カム板82と対面するライニング87aが付設されており、このライニング87aを駆動カム板8

2に押圧係合させるために、摩擦クラッチ板87と、出力軸42の端部に係止される座板98との間にクラッチばね99が縮設される。

前記フライホイール72は、カム機構73と反対側に突出するボス72aを有し、このボス72aの内周に、出力レバー機構74を作動する押圧環89が、アンギュラコンタクトベアリング88を介して装着される。上記押圧環89も出力軸42とは接触しないように配設される。

前記出力レバー機構74は、車軸10と排圧弁20との中間位置で外側ケース22b内端面に突設された支柱90と、この支柱90先端の球状支点部90aで車軸10の軸方向に揺動自在に支持されるレバー91とを有する。レバー91は、支柱90から出力軸42を迂回して延びる長い第1腕91aと、支柱90から排圧弁20に向って延びる短い第2腕91bとより構成されており、第

1腕91aの中間部には、前記押圧環89の外側面に当接する当接部93が山形に隆起形成されている。

第1腕91aの先端部には、これを押圧環89側に弾発する設定ばね94が装着され、第2腕91bの先端部は前記排圧弁20の弁体67に一定の遊びを存して連接される。

設定ばね94のレバー91に対する弾発力は、第1腕91aの当接部93を前記押圧環89に押圧する。それに伴い通常はレバー91が排圧弁20の弁体67を解放することにより排圧弁20は閉弁状態を保つ。そして押圧環89が設定ばね94より受ける押圧力は、フライホイール72、液動カム板89及びスラストボール84を介して駆動カム板82に作用し、これにより両カム板82、83には規定の近接力が与えられる。

第4図に示すように、前記センサ21には、そ

の感度を前記クラッチCの接続、遮断に応じて高、低2段に切換える感度切換装置105が接続される。

感度切換装置105は、外側ケース22bの側壁に固着されたシリンダ体106を有する。このシリンダ体106には、外側ケース22b内に臨む内側面に開口する大径のシリンダ孔107と、それと同軸で外側面に開口する小径のガイド孔108が穿設されており、シリンダ孔107には制御ピストン109が摺合され、この制御ピストン109の一端面に突設された第1ピストンロッド110がガイド孔108に摺合され、その先端は外部に突出する。

制御ピストン109にはシリンダ体106の内側面に対向するフランジ112が一体に形成され、これによって前記設定ばね94の固定端が支承される。

また第1ピストンロッド110にはシリンダ体106の外側面に対向するストッパ環113が固設され、フランジ112及びストッパ環113が交互にシリンダ体106に当接することにより制御ピストン109の前進限及び後退限(第4図では左動限及び右動限)が規制される。その後退限に向って制御ピストン109を付勢すべく戻しばね115がシリンダ体106とストッパ環113との間に縮設される。

また制御ピストン109の他端には、前記設定ばね94及びレバー91を貫通する第2ピストンロッド111が突設され、これによってレバー91の揺動経路が規制されると共に設定ばね94の座屈が防止される。

制御ピストン109はシリンダ孔107に油圧室114を画成するものであり、この油圧室114の入力ポートには、前記クラッチ油圧導管6か

らの分岐導管6aが接続される。したがって、クラッチマスタシリンダMcの出力油圧は油圧室114にも作用するようになっている。

次にこの実施例の作用を説明する。

車両の走行中、後車輪2の回転は、ハブ8から過負荷クラッチ128を介して入力部材75へ伝達し、更にリングギヤ76、第1、第2ブラネタリーギヤ78、78、及びサンギヤ79により増速されつつ出力軸42へ伝達し、そして摩擦クラッチ板87及びカム機構73を介してフライホイール72に伝達し、これを駆動するので、フライホイール72は後車輪2よりも高速で回転する。したがって、フライホイール72は大きな回転慣性力を持つことができる。

さて、後車輪2を制動すべくブレーキペダルBpを踏んでブレーキマスタシリンダMbを作動すれば、その出力油圧は、上流制動油路L<sub>1</sub>、油圧

出口室32へ、さらに油路57を介してモジュレータ17の制御油圧室18へ圧送される。そして、出口室32及び制御油圧室18の圧力が所定値まで上昇すると、ポンプピストン28は出口室32の圧力により作動ピストン29と共に栓体34との当接位置に保持される。

ところで、モジュレータ17の制御油圧室18は、当初、排圧弁20の閉弁により油槽Rとの連通を遮断されているので、油圧ポンプ16から該室18に供給された油圧が減圧ピストン46に直接作用してこれを後退位置に押し付け、開弁棒62により弁体60を開弁状態に保ち、ブレーキマスタシリンダMbの出力油圧の通過を許容している。

したがって、通常の制動状態では、ディスクブレーキBに加わる制動力はブレーキマスタシリンダMbの出力油圧に比例する。

ポンプ16の油圧室36、モジュレータ17の入力油圧室54、弁室58、弁孔59、出力油圧室55及び下流制動油路L<sub>2</sub>を順次経てディスクブレーキBに伝達し、これらを作動させて後車輪2に制動力を加えることができる。

一方、油圧ポンプ16においては、油圧室36にブレーキマスタシリンダMbの出力油圧が導入されたため、その油圧の作動ピストン29に対する押圧作用と偏心カム26aのプッシュロッド27に対するリフト作用とによりポンプピストン28に往復動作が与えられる。そして、ポンプピストン28がプッシュロッド27側へ移動する吸入行程では、吸入弁38が開いて、油槽Rの油が第2補給油路L<sub>3</sub>から入口室31を経てポンプ室35へと吸入され、ポンプピストン28が作動ピストン29側へ移動する吐出行程では、一方向シール部材39が開弁動作して、ポンプ室35の油が

この制動に伴い、後車輪2に所定の角減速度が発生すると、これを感知したフライホイール72は、その慣性力により出力軸42に対してオーバーラン回転をしようとする。即ち、両カム板82、83に相対回転を生じさせようとするが、後車輪2がロックする可能性の無い段階では後車輪2の角減速度は低く、レバー91を両カム板82、83側へ付勢する設定ばね94のセット荷重によって、両カム板82、83の相対回転は拘束される。

ところが、制動力の過大または路面の摩擦係数の低下により、後車輪2がロックしそうになると、これに伴う後車輪2の角減速度の急増により、フライホイール72の回転慣性力により両カム板82、83に相対回転を生じ、スラストボール84の転動により発生するスラスト力が設定ばね94のセット荷重を上回って、被動カム板83及びフライホイール72に軸方向変位を与える。すると、



レバー91は、設定ばね94を圧縮するように支柱90を支点として揺動して、排圧弁20の弁体67は弁ばね68の力に抗して左動する。その結果、排圧弁20は開弁状態となる。

フライホイール72の軸方向変位後、フライホイール72の慣性による回転トルクが摩擦クラッチ板87の規定の伝達トルクを超えると、駆動カム板82及び摩擦クラッチ板87間に滑りが生じ、フライホイール72は出力軸42に対してオーバーラン回転を継続するので、カム機構73等への過負荷を遮断することができる。

排圧弁20が開弁すると、制御油室18の油圧は、透孔70、弁孔66、弁函65の内部、油路71、油圧ポンプ16の入口室31及び第2補給油路Lを経て油槽Rに排出されるので、減圧ピストン46は、出力油圧室55の油圧により戻しばね48の力に抗して制御油圧室18側へ移動し、

チマスタシリンダMcの不作動時には、感度切換装置105の油圧室114は略大気圧状態となっているから、制御ピストン109は、戻しばね115及び設定ばね94の力でフランジ112をシリンダ体106に当接させる後退限に保持される。したがって設定ばね94は最も伸長した状態を呈し、セット荷重が最小となり、これに伴い両カム板82、83の近接力も最小となっている。

このような状態で制動が行われると、両カム板82、83は、後車輪2に発生する角減速度が比較的小さい段階で相対回転を生じる。即ちセンサ21の感度が高くなってディスクブレーキBに対する制動油圧の抑制が比較的早期に行われる。したがってクラッチCの接続状態により後車輪2にエンジンブレーキ効果が加わっていても、そのロック傾向を防止することができる。

これとは反対に、クラッチCの遮断状態、即ち

これにより開弁棒62を退かせて弁体60を閉弁させ、入、出力油室54、55間の連通を遮断すると共に、出力油圧室55の容積を増大させる。その結果、ディスクブレーキBに作用する制動油圧が低下して後車輪2の制動力が減少し、後車輪2のロック現象は回避される。すると、後車輪2の回転の回復に伴いレバー91に対するカム機構73のスラスト力が解除されるため、レバー91は設定ばね94の力で当初の位置に復帰し、排圧弁20を閉弁状態にする。

排圧弁20が開弁されると、油圧ポンプ16から吐出される圧油が制御油圧室18に直ちに封じ込められ、減圧ピストン46は出力油圧室55側へ後退して腔室55を昇圧させ、制動力を回復させる。このような作動が高速で繰返されることにより、後車輪2は効率良く制動される。

ところで、クラッチCの接続状態、即ちクラッ

クラッチマスタシリンダMcの作動時には、その出力油圧が油圧室114にも加わるので、制御ピストン109は、戻しばね115及び設定ばね94の力に抗して、ストッパ環43をシリンダ体106に当接させる前進限へ移動し、これによって設定ばね94は所定量圧縮され、セット荷重が最大となり、これにより両カム板82、83の接近力も最大となる。

このような状態で制動が行われると、両カム板82、83は、後車輪2に発生する角減速度が比較的大きな値まで増加しないと相対回転を起こさない。即ち、センサ21の感度が低くなってディスクブレーキBに対する制動油圧の抑制が比較的晩期に行われる。

したがって、クラッチCの遮断によりエンジンブレーキ効果を受けない後車輪2の空転傾向を防止することができる。

C. 発明の効果

以上のように本発明によれば、センサの感度を、動力伝達系の接続状態では比較的高くし遮断状態では比較的低くするように切換える感度切換装置をセンサに接続したので、動力伝達系の接続、遮断に応じてセンサの感度を切換え、モジュレータの作動時期を制御することができ、その結果、動力伝達系の接続状態では車輪のロック傾向を、また遮断状態では車輪の空転傾向をそれぞれ防止することができ、制動効率の安定化に寄与し得る。

4. 図面の簡単な説明

図面は本発明の一実施例を示すもので、第1図は本発明のアンチロック制御装置を備えた自動二輪車の後部側面図、第2図は第1図のⅡ-Ⅱ線断面図、第3図及び第4図は第2図のⅢ-Ⅲ線及びⅣ-Ⅳ線拡大断面図、第5図は第3図のⅤ-Ⅴ線断面図、第6図は第4図のⅥ-Ⅵ線断面図、第7

図は駆動カム板の平面図である。

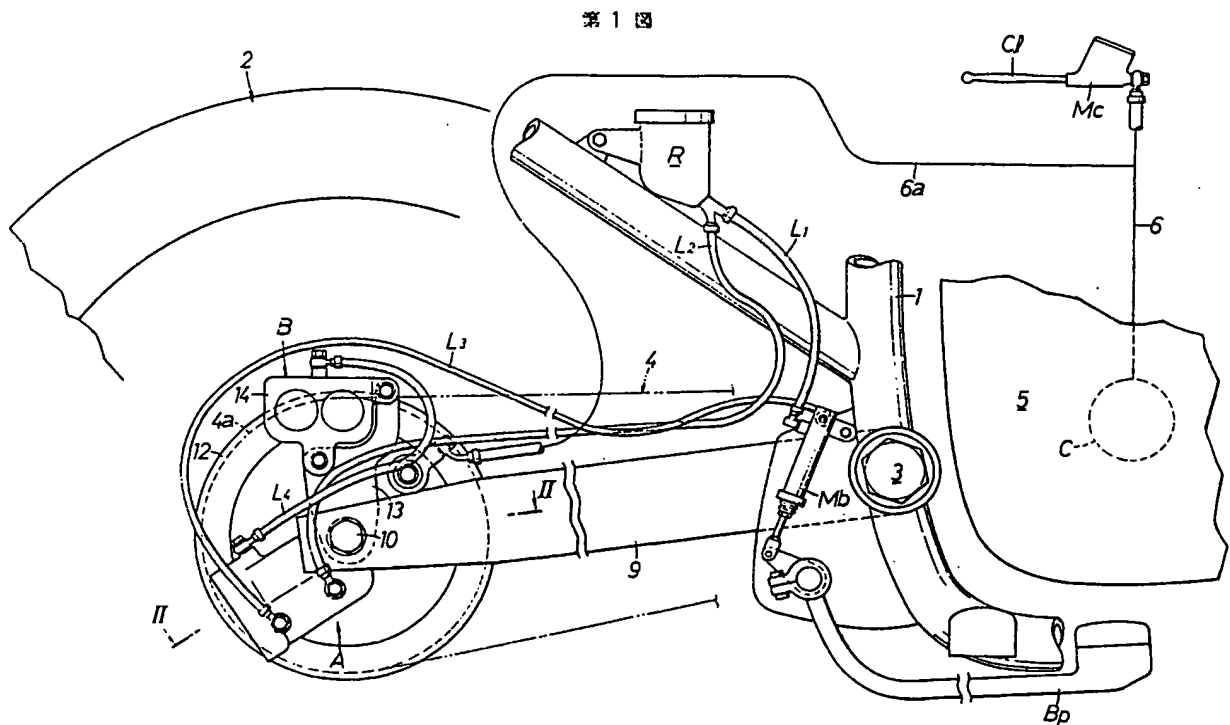
A…アンチロック制御装置、B…ディスクブレーキ、C…動力伝達系のクラッチ、

2…後車輪、4…チェーン駆動装置、5…エンジンを含むパワーユニット、17…モジュレータ、

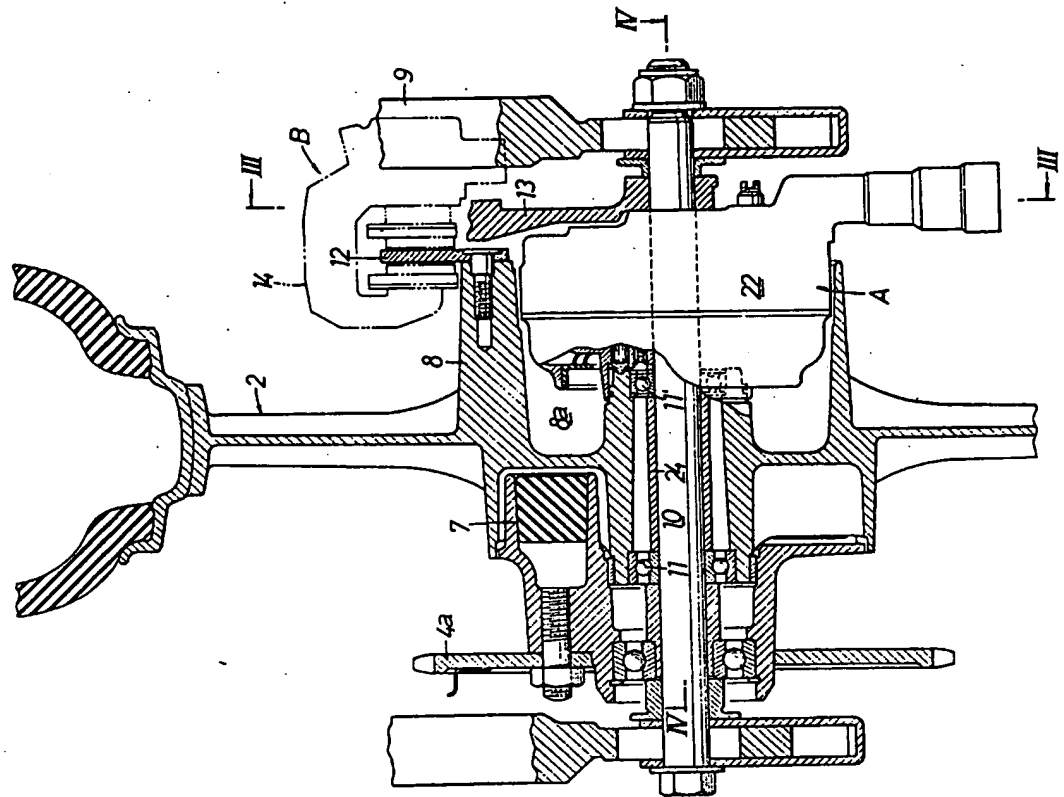
21…センサ、105…感度切換装置

特 許 出 願 人 本田技研工業株式会社

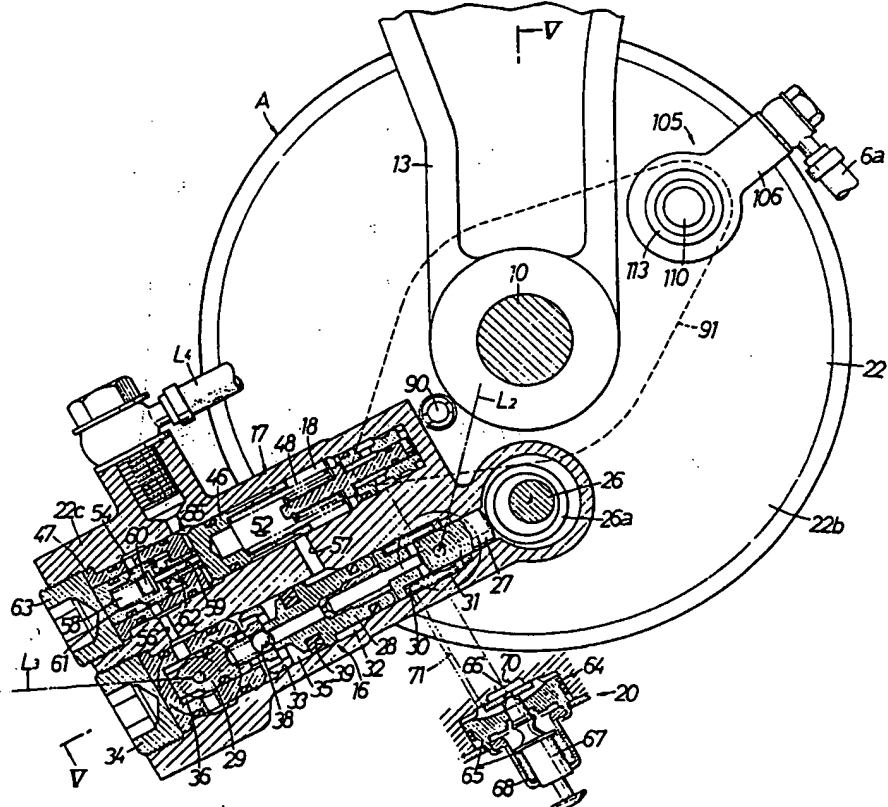
代理人 弁理士 落 合 健



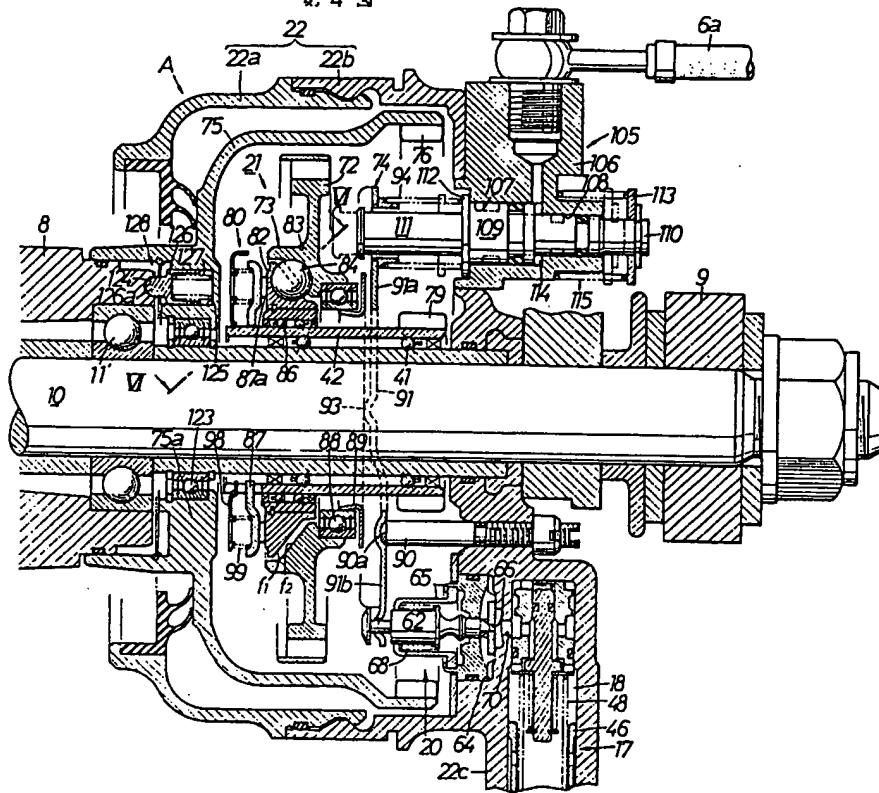
第 2 圖



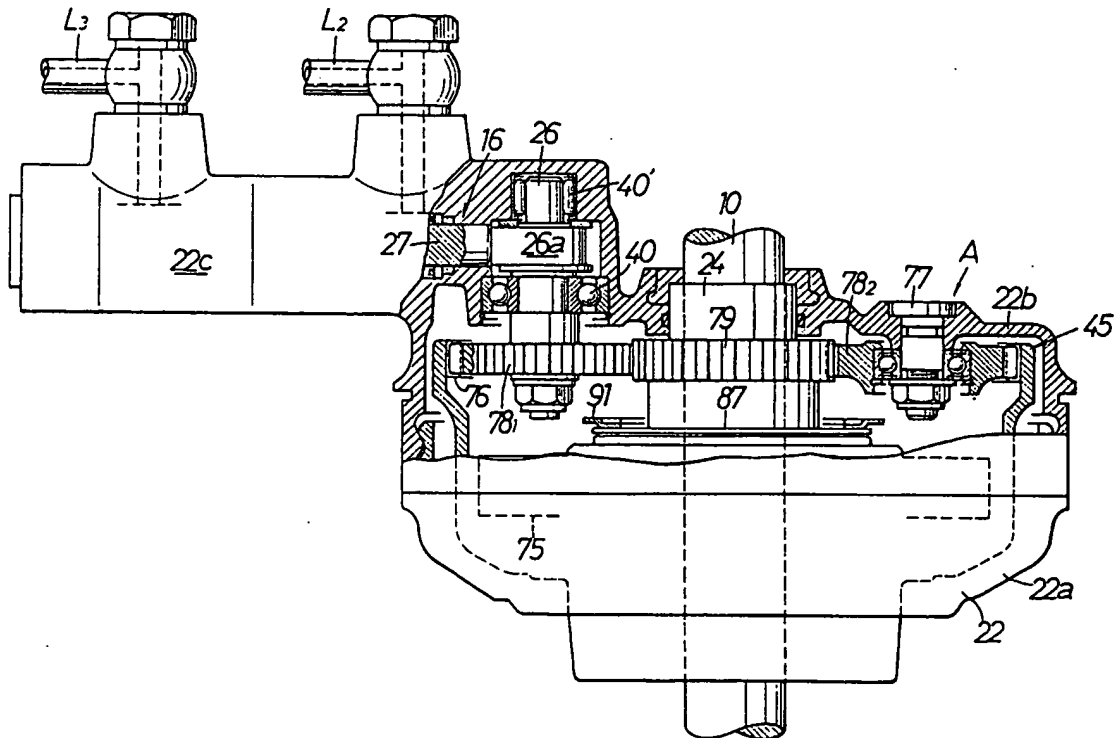
第 3 圖



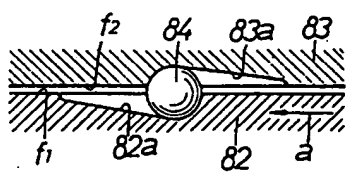
第 4 図



第 5 図



第 6 圖



第 7 圖

